Chapitre 5

CYCLES THERMODYNAMIQUES ET MACHINES THERMIQUES

On appelle cycle thermodynamique la succession des états thermodynamiques par lesquels un système repasse indéfiniment dans le temps (pour un système sans transvasement) ou dans l'espace (pour un système avec transvasement).

I - Propriétés générales des cycles thermodynamiques

1°) Système monophase fermé et sans transvasement

Pour un tel un système, l'expression du premier principe s'écrit :

$$U_t = U + E_p + E_c$$

ou, sous forme différentielle :

$$dU_t = dU + dE_p + dE_c$$

qui s'écrit aussi : $$dU_t = -PdV + TdS + dE_p + dE_c$$

La variation d'entropie du système dS s'écrit :

$$dS = \delta S^q + \delta S^m + \delta S^r + \delta S^t + \delta S^j$$

$\delta S^q = \dfrac{\delta Q}{T}$ est la variation d'entropie due au transfert-chaleur entre le système et l'extérieur ;

δS^m est la variation d'entropie due à un transfert de masse ; pour un système fermé $\delta S^m = 0$;

$\delta S^r = \dfrac{\delta R}{T}$ est l'augmentation d'entropie due à une dissipation interne, avec δR l'énergie mécanique due au travail des forces de viscosité ;

$\delta S^t = (\dfrac{1}{T_\beta} - \dfrac{1}{T_\alpha})\,\delta Q_\beta^\alpha$ est l'augmentation d'entropie due à une dévalorisation, où δQ_β^α représente l'énergie-chaleur qui passe de la phase α de température T_α à la phase β de température T_β ; dans le cas du système monophse : $\delta Q_\beta^\alpha = 0$, d'où $\delta S^t = 0$;

δS^j est la contribution due à toutes les irréversibilités internes, elle sera négligeable : $\delta S^j = 0$.

Finalement, nous avons :

$$dS = \delta S^q + \delta S^r = \frac{\delta Q}{T} + \frac{\delta R}{T}$$

Remplaçons dS dans l'expression de dU_t, nous avons :

$$dU_t = -PdV + \delta Q + \delta R + dE_p + dE_c$$

Remplaçons δQ par $\delta Q = dU - \delta W$, il vient :

$$dU_t = -PdV + \delta U - \delta W + \delta R + dE_p + dE_c$$

Pour l'unité de masse, cette équation s'écrit :

$$du_t = -Pdv + \delta u - \delta w + \delta r + gdz + \frac{1}{2}d\left(c^2\right)$$

Le long d'un cycle : $\oint du_t = \Delta u_t = 0$, $\oint \delta u = \Delta u = 0$

et l'équation précédente devient alors :

$$-\oint \delta w + \oint \frac{dv^2}{2} + g\oint dz + \oint \delta r = \oint Pdv$$

C'est l'équation fondamentale d'un système fermé monophase.

Et puisque $\oint \frac{dv^2}{2} = 0$ et $g\oint dz = 0$, cette équation s'écrit aussi sous la forme :

$$-\oint \delta u + \oint \delta q + \oint \delta r = \oint Pdv$$

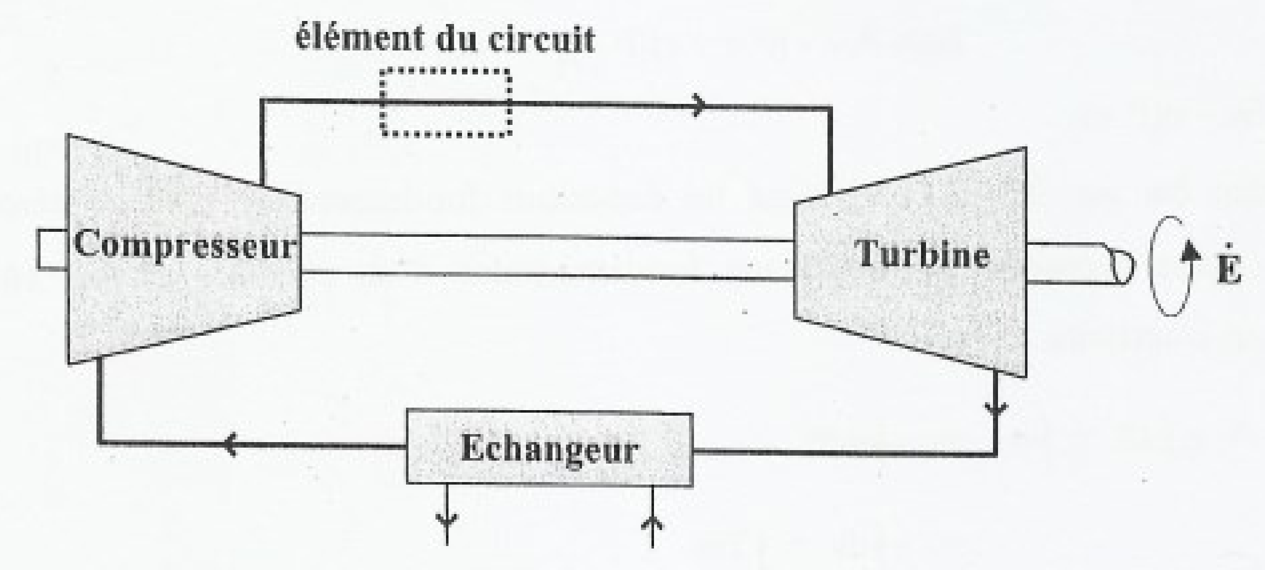
Ou encore : $-\oint \delta u + \oint Tds = \oint Pdv$

Le long d'un cycle : $-w + r = q + r = \oint Pdv = \oint Tds$

C'est-à-dire : $-w = q = \oint Pdv - r = \oint Tds - r$

2°) <u>Système monophase fermé avec transvasement et en régime permanent</u>

Considérons un élément du circuit d'une installation (figure ci-dessous) et supposons que l'écoulement est unidimensionnel :



Système fermé avec transvasement et en régime permanent.

Le système étant fermé, l'expression du premier principe par unité de masse s'écrit :

$$\sum_i q_i + \sum_k e_k = 0$$

Pour une transformation isobare, la détermination de $q = \sum_i q_i$ peut se fait à partir de Δh (h est une fonction d'état facilement donnée par les diagrammes énergétiques). Pour tout autre type de transformation, il est nécessaire de passer par le 1[er] principe : $q_{12} = \Delta u_{12} - w_{12}$, ce qui nous oblige à déterminer précisément le travail w_{12} absorbé ou cédé par le gaz lors de sa transformation entre les états 1 et 2. La fonction d'état u_{12} peut aussi être déterminée facilement à partir des diagrammes énergétiques, ce qui permet de calculer Δu_{12}.

Pour dimensionner une machine (compresseur par exemple), ce n'est pas vraiment le travail w_{12} qui nous intéresse, mais plutôt le travail total w_{total} que le piston doit fournir, non seulement pour transformer le gaz, mais également pour admettre et refouler le gaz hors du cylindre (ces travaux là ne modifient pas l'état du gaz). Ce travail d'admission et d'échappement est appelé "travail de transvasement" et est noté e. Le travail total fourni par le compresseur vaudra alors :

$$w_{total} = w_{12} + e$$

Le système étant ouvert, il reçoit de la matière par la section d'entrée **e** et cède de la matière par la section de sortie **s**. Nous avons vu au chapitre 2 que la grandeur P.v représente le travail massique des forces de pression qui font passer le fluide à travers une section du canal. Dans la section d'entrée, le système reçoit de l'extérieur le travail massique P.v et dans la section de sortie, le système fournit à l'extérieur le travail massique P.v + d(P.v). d(P.v) représente donc le travail mis en jeu pour transvaser le fluide.

Or, pour un système ouvert nous avons écrit : $\delta w = \delta E + \Sigma \delta E_j$, avec : $\delta E_j = P_j.v_j.dm_j$.

Pour l'unité de masse, avec une entrée et une sortie et en régime permanent nous avons :

$$\delta e_j = P.v - [P.v + d(P.v)] = - d(P.v).$$

Donc $\delta w = \delta e - d(P.v)$.

En remplaçant δw par $\delta e - d(P.v)$ dans les équations fondamentales d'un système fermé monophase, nous obtenons les équations fondamentales d'un système ouvert en régime permanent qui s'écrivent :

$$-\oint \delta e + \oint \frac{dv^2}{2} + g\oint dZ + \oint \delta r = -\oint vdP$$

$$= -\oint dh + \oint Tds$$

Soit :

$$-e = q = -\oint vdP - r = \oint Tds - r$$

Reprenons l'expression de la différentielle de l'énergie interne totale par unité de masse, établie précédemment pour un système fermé sans transvasement :

$$du_t = -Pdv + du - \delta w + \delta r + gdz + \frac{1}{2}d\left(c^2\right)$$

Pour obtenir la même expression pour un système fermé avec transvasement, il suffit de remplacer dans cette expression du par dh, et δw par δe. On obtient alors :

$$du_t = -Pdv + dh - \delta e + \delta r + gdz + \frac{1}{2}d\left(c^2\right)$$

Qui s'écrit aussi : $$du_t = -Pdv + du + Pdv + vdP - \delta e + \delta r + gdz + \frac{1}{2}d\left(c^2\right)$$

$$\Rightarrow \quad du_t = du + vdP - \delta e + \delta r + gdz + \frac{1}{2}d\left(c^2\right)$$

Pour les mêmes considérations on a : $\oint du_t = \Delta u_t = 0$, $\oint du = \Delta u = 0$

et l'équation précédente devient alors :

$$-\oint \delta e + \oint \delta r + g\oint dz + \frac{1}{2}\oint d(c^2) = -\oint vdP$$

C'est l'équation fondamentale d'un système fermé monophase avec transvasement qui peut s'écrire aussi sous la forme :

$$-\oint \delta e + \oint \delta r = -\oint vdP$$

$$\Rightarrow \quad -\oint \delta e + \oint \delta r = -\oint dh + \oint \delta q = \oint Tds$$

Soit : $$-e = q = -\oint vdP - r = \oint Tds - r$$

Les deux propriétés importantes qui découlent de ce qui précède sont :

a- L'énergie-travail (ou puissance-travail) donnée est égale à l'énergie-chaleur (ou puissance-chaleur) reçue par le système ou inversement.

b- L'énergie-travail donnée et l'énergie-chaleur reçue, en valeur massique, sont égales à la surface du cycle dans les diagrammes P-v et T-s, diminuée de la dissipation.

II- Cycles monothermes

Une source thermique est un grand réservoir d'énergie susceptible de céder ou recevoir de l'énergie-chaleur à une température constante (lac, atmosphère, ...). Un cycle monotherme est un cycle décrit par un système qui n'est en contact qu'avec une seule source thermique.

1°) <u>Système fermé sans transvasement</u> :

Le bilan énergétique de ce système s'écrit :

$$\Delta U = E + Q = 0.$$

Notons T_b la température de la source et T_a celle de l'atmosphère, l'expression du second principe s'écrit :

$$\Delta S = \oint dS = \oint \frac{\delta Q}{T_b} + \oint \delta S^i = 0 \qquad \text{ou} \qquad 0 = \frac{Q}{T_b} + S^i$$

Soit : $Q = -T_b\, S^i$ et $E = T_b\, S^i$.

Puisque : $T_b > 0$ et $S^i \geq 0$, $Q = -T_b S^i \leq 0$ et $E = T_b S^i \geq 0$.

Donc un **cycle réel monotherme** est nécessairement **récepteur**, il reçoit du travail ($E \geq 0$) pour fournir de la chaleur ($Q \leq 0$).

2°) <u>Système fermé avec transvasement et en régime permanent</u> :

L'expression du premier principe en puissance s'écrit :

$$\dot{E} + \dot{Q} = 0 \qquad \Rightarrow \qquad \dot{E} = -\dot{Q}$$

L'expression du second principe en puissance s'écrit :

$$\frac{dS}{dt} = \frac{1}{T_b}\frac{\delta Q}{dt} + \frac{\delta S^i}{dt} = \frac{\dot{Q}}{T_b} + \frac{\delta S^i}{dt}$$

En régime permanent : $\frac{dS}{dt} = 0 \qquad \Rightarrow \qquad \dot{Q} = -T_b \frac{\delta S^i}{dt} \leq 0$

$$\Rightarrow \qquad \dot{E} = T_b \frac{\delta S^i}{dt} \geq 0$$

Un système fermé qui décrit un cycle monotherme ne peut jamais fournir de l'énergie-travail (puissance-travail). Un tel système ne peut que recevoir de l'énergie-travail (puissance-travail) et céder de l'énergie-chaleur (puissance-chaleur) à la source thermique. A la limite, lorsque toutes les opérations sont réversibles : $E = Q = 0$, et $\dot{E} = \dot{Q} = 0$.

III- Cycles bithermes

C'est un cycle décrit par un système qui est en contact avec deux sources de chaleur Q_a et Q_b. Nous admettrons que l'une de ces deux sources est l'atmosphère, vu le rôle joué par celle-ci.

1°) <u>Système fermé sans transvasement</u> :

Selon le premier principe :

$$E + Q = E + Q_a + Q_b = 0.$$

Selon le second principe :

$$\oint dS = \oint \frac{\delta Q_a}{T_a} + \oint \frac{\delta Q_b}{T_b} + \oint \delta S^i \qquad \text{ou} \qquad \frac{Q_a}{T_a} + \frac{Q_b}{T_b} + S^i = 0$$

Or : $Q_a = -E - Q_b \qquad \Rightarrow \qquad E = -[(1 - \frac{T_a}{T_b}) Q_b - T_a S^i]$

2°) Système fermé avec transvasement et en régime permanent :

Les expressions en puissance des deux principes s'écrivent dans ce cas :

$$\dot{E} = -[(1-\frac{T_a}{T_b})\dot{Q}_b - T_a \dot{S}^i]$$

Analysons les deux situations suivantes, selon que T_b est supérieure ou inférieure à T_a :

a- Si T_b est supérieure à T_a : $0 \leq \theta = \left(1-\frac{T_a}{T_b}\right) \leq 1$

Si $Q_b > 0$:

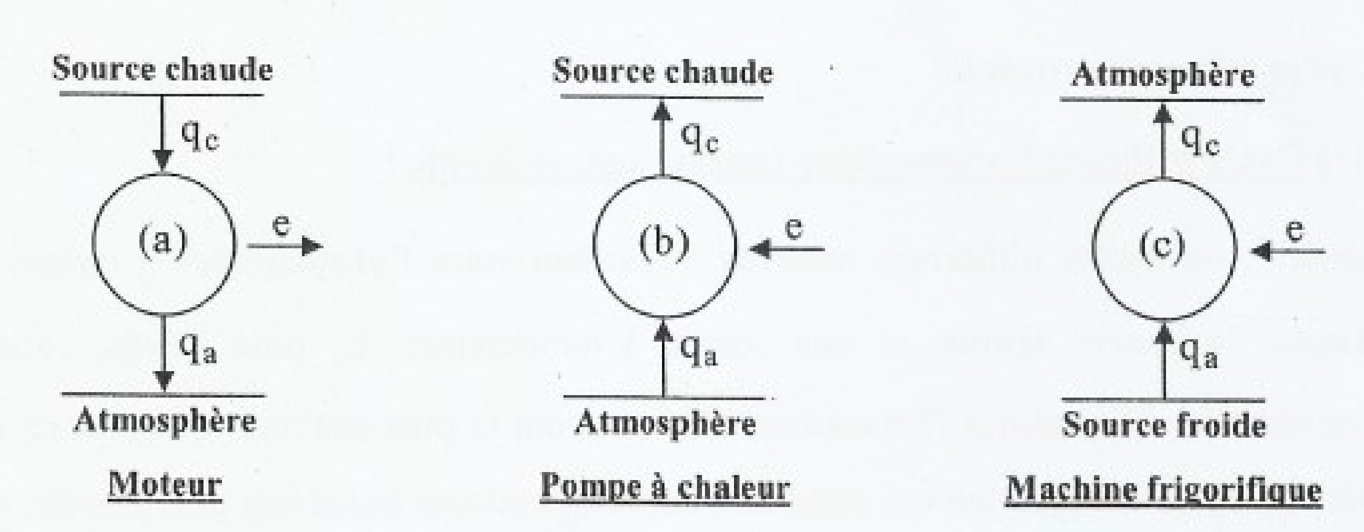
$$E = -\left[\left(1-\frac{T_a}{T_b}\right)Q_b - T_a S^i\right]$$

peut être négatif si la dissipation n'est pas très importante ; le système consomme alors de l'énergie-chaleur et produit du travail : c'est un **cycle moteur**.

Si $Q_b < 0$:

$$E = -\left[\left(1-\frac{T_a}{T_b}\right)Q_b - T_a S^i\right]$$

est toujours positif ; le système consomme du travail et produit de l'énergie-chaleur à une source à température supérieure à T_a : c'est un **cycle générateur.**



Représentation symbolique des cycles bithermes moteurs et générateurs.

b- Si T_b est inférieure à T_a : $\theta = \left(1-\frac{T_a}{T_b}\right) \leq 0$

Si $Q_b > 0$:

$$E = -\left[\left(1-\frac{T_a}{T_b}\right)Q_b - T_a S^i\right]$$

est toujours positif ; le système consomme alors de l'énergie-travail, il extrait de la chaleur d'une source à température inférieure à T_a et en donne à l'atmosphère : c'est un cycle générateur produisant du froid.

Si $Q_b < 0$:

$E = -\left[\left(1 - \frac{T_a}{T_b}\right)Q_b - T_a S^i\right]$ peut être positif si la dissipation n'est pas très importante ; le système consomme du travail, il extrait la chaleur de l'atmosphère et en donne à une source à température inférieure à T_a : c'est un cycle qui n'a aucun intérêt pratique.

Conclusion :

- Un système fermé, décrivant un cycle bitherme est susceptible de recevoir de l'énergie-chaleur (ou puissance-chaleur) et de donner de l'énergie-travail (ou puissance-travail). Un tel cycle est appelé cycle moteur.

- Un système fermé, décrivant un cycle bitherme est susceptible de recevoir de l'énergie-travail (ou puissance-travail) et de donner de l'énergie-chaleur (ou puissance-chaleur). Un tel cycle est appelé cycle générateur.

IV- Cycle bitherme moteur

1°) Cycle utilisant l'atmosphère comme source froide :

En général, les cycles bithermes moteurs travaillent entre l'**atmosphère** à température T_a, constituant la **source froide**, et une source à température T_c plus élevée, constituant la **source chaude**. En pratique, les sources chaudes sont le plus souvent obtenues en exploitant le phénomène de combustion qui conduit à des températures beaucoup plus élevées que T_a.

On se place alors dans le cas où $T_b = T_c > T_a$.

Le facteur de Carnot s'écrit dans ce cas : $\theta_c = \left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right) < 1$

Nous avons d'une part, pour l'unité de masse :

$$e + q_a + q_c = 0, \quad \Rightarrow \quad -e = q_c + q_a = \left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right) q_c - T_a . s^i$$

$$\Rightarrow \quad q_c = \frac{1}{\theta_c}\left(T_a . s^i - e\right) > 0$$

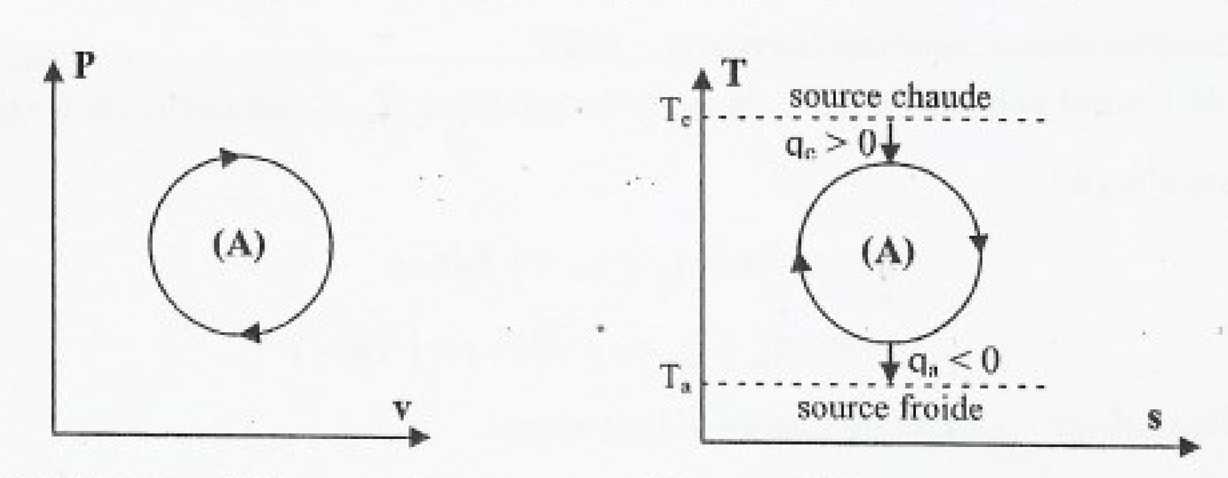
D'autre part :

$$-q_a - e = q_c, \quad \Rightarrow \quad -q_a = \frac{1}{\theta_c}\left[T_a . s^i - e(1 - \theta_c)\right] > 0.$$

Un cycle bitherme moteur consomme de l'énergie-chaleur et fournit de l'énergie-travail. Il reçoit de l'énergie-chaleur de la source chaude et en donne obligatoirement à la source froide.

Nous avons montré auparavant que : $-e + r = \oint Pdv = -\oint vdP = \oint Tds$

Ce qui donne ici : $-e + r = (A) > 0$



Cycle bitherme moteur quelconque avec l'atmosphère comme source froide.

Un cycle moteur est forcément parcouru dans le sens trigonométrique négatif aussi bien dans le diagramme P-v que dans le diagramme T-s. Notons que cette condition est nécessaire mais pas suffisante. Il existe bien des cycles (monothermes) parcourus dans le sens trigonométrique négatif qui sont très dissipatifs mais ne sont pas moteurs.

2°) Efficacité motrice :

Selon le bilan énergétique, l'efficacité motrice ε_m a pour expression :

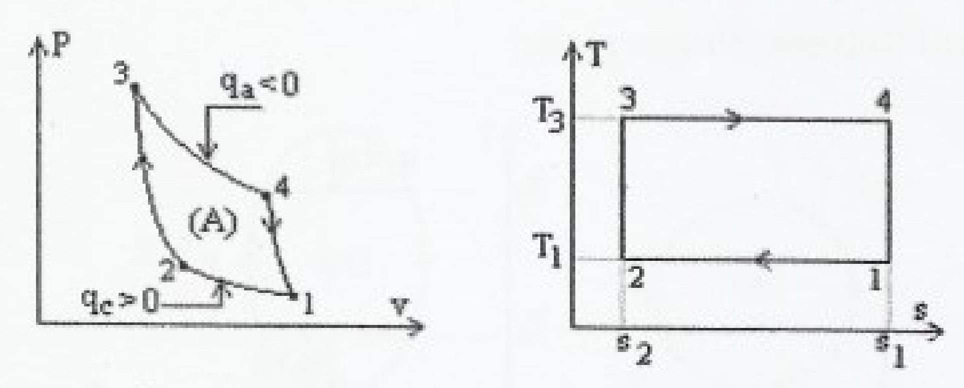
$$\varepsilon_m = \frac{-e}{q_c}$$

avec : $-e = \theta_c . q_c - T_a . s^i \quad \Rightarrow \quad \varepsilon_m = \theta_c - \frac{T_a . s^i}{q_c} < 1$

3°) Cycle de Carnot :

Un cycle de Carnot est un cycle bitherme moteur réversible, sans transfert-chaleur interne, constitué de deux isothermes et deux isentropes.

Dans le cas d'un gaz parfait, le cycle de Carnot est représenté par les quatre transformations de la figure suivante :



Cycle de Carnot dans les diagrammes P-v et T-s.

Remarque :

Sur le diagramme P-v, le tracé du cycle de Carnot dépend de la nature du fluide. Sur le diagramme T-s, il n'en dépend pas.

Le cycle de Carnot étant réversible, la perte éxergétique $T_a.s^i$ est nulle, de sorte que le bilan énergétique s'écrit :

$$-e = q_c + q_a = \oint Tds - r$$

$$-e = q_a + q_c = -\oint vdP - r = \oint Tds - r$$

L'efficacité motrice du cycle de Carnot s'écrit alors :

$$\varepsilon_m = \theta_c = 1 - \frac{T_a}{T_c}$$

V- Cycle bitherme générateur :

1°) Cycle de thermopompe :

Une thermopompe ou pompe à chaleur, est une machine qui utilise des cycles bithermes générateurs destinés au chauffage, fonctionnant entre deux sources : l'atmosphère à la température $T_a = T_f$, constituant la source froide, et une source à température T_c élevée constituant la source chaude.

a) Propriétés :

$$T_a = T_f < T_c \qquad \text{et} \qquad 0 < \theta_c = \left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right) < 1$$

Le bilan énergétique s'écrit :

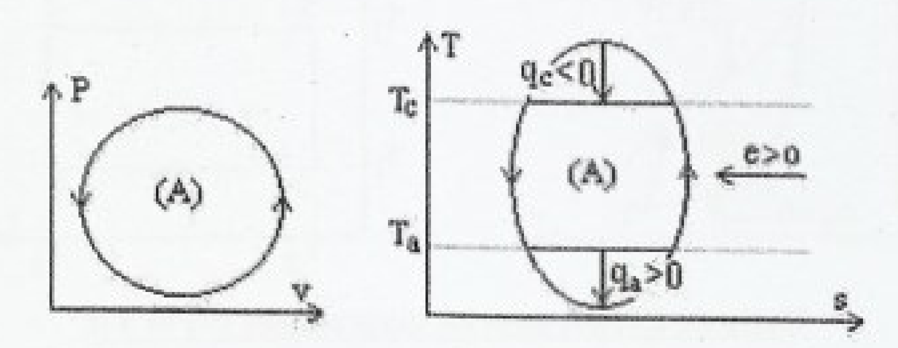
$$-q_c = e + q_a > 0 \qquad \text{avec} \qquad q_c < 0 \text{ et } q_a > 0.$$

Le cycle consomme de l'énergie-travail et fournit de l'énergie-chaleur. Il extrait l'énergie-chaleur de la source froide et en fournit à la source chaude.

Notons que :

$$e - r = -\oint Pdv = \oint vdP = (A) > 0 \qquad \text{(A étant la surface du cycle)}$$

Dans les diagrammes P-v et T-s, un cycle bitherme de thermopompe est généralement parcouru dans le sens trigonométrique positif.



Sens de parcourt du cycle de thermopompe

Remarque :

Il existe des cycles générateurs très dissipatifs :

$r > e$ et $-\oint Pdv = (A) < 0$ qui n'ont aucun intérêt pratique.

b) Efficacité de chauffage :

$$\varepsilon_c = \frac{-q_c}{e} = \frac{1}{\theta_c}\left(1 - \frac{\ell}{e}\right),\ \ell = T_a.S^i$$ étant la perte éxergétique :

- Si ℓ est négligeable (très petite par rapport à e), $\varepsilon_c \approx \frac{1}{\theta_c} > 1$;

- Si ℓ est grande, $\varepsilon_c = \frac{1}{\theta_c}(1 - \frac{\ell}{e^+})$ peut être inférieure à 1.

2°) <u>Cycle de frigopompe</u> :

Une frigopompe (ou machine frigorifique) est une machine qui utilise des cycles bithermes générateurs, destinés au refroidissement, fonctionnant entre deux sources : l'atmosphère à température T_a constituant la source chaude, et une source à température $T_f < T_a$ constituant la source froide.

Le cycle de frigopompe est analogue au cycle de thermopompe, le rôle des sources étant inversé.

a) Propriétés :

$T_f < T_a = T_c$ et $\theta_f = 1 - \frac{T_a}{T_f} < 0$

Selon le bilan énergétique :

$q_f = -q_a - e > 0$ avec $q_f > 0$ et $-q_a > 0$.

b) Efficacité :

$\varepsilon_f = \frac{q_f}{e} < 0$, définition arbitraire

$\varepsilon_f = -\frac{1}{\theta_f}(1 - \frac{\ell}{e})$, elle peut être supérieure ou inférieure à 1.

VI- Machines thermiques

1°) <u>Généralités</u> :

a) <u>Définitions</u> :

On appelle machines thermiques les machines qui consomment de l'énergie-chaleur et produisent de l'énergie-travail, ou les machines qui consomment de l'énergie-travail pour transférer l'énergie-chaleur d'une source à une autre source. Ces machines fonctionnent selon des cycles fermés ou ouverts.

Les machines à cycle fermé sont les machines à vapeur avec condenseur, les pompes à chaleur et les machines frigorifiques.

Les machines à cycle ouvert sont les machines à vapeur sans condenseur, les moteurs à combustion interne (à turbine ou à piston), les moteurs à réaction, etc.

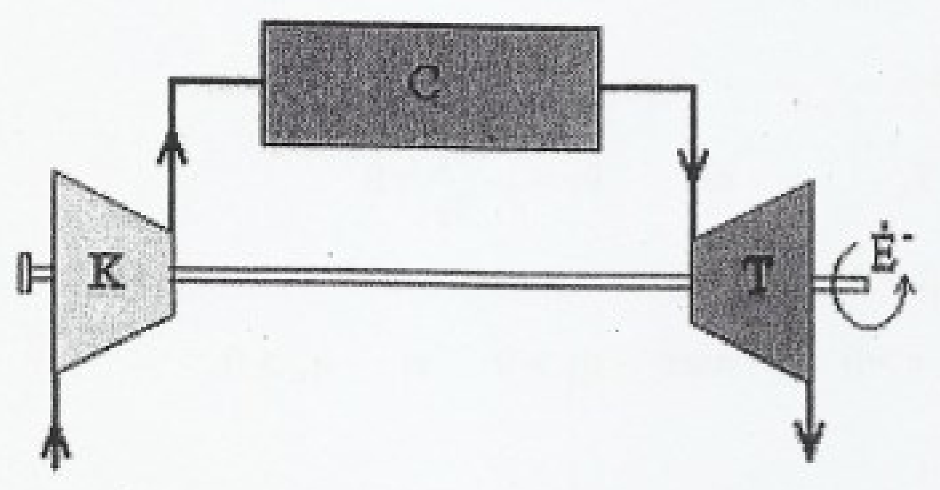
En pratique, une machine thermique fonctionne à l'aide d'un agent thermique (qui

constitue le système) subissant une transformation cyclique et échangeant avec l'extérieur chaleur et travail.

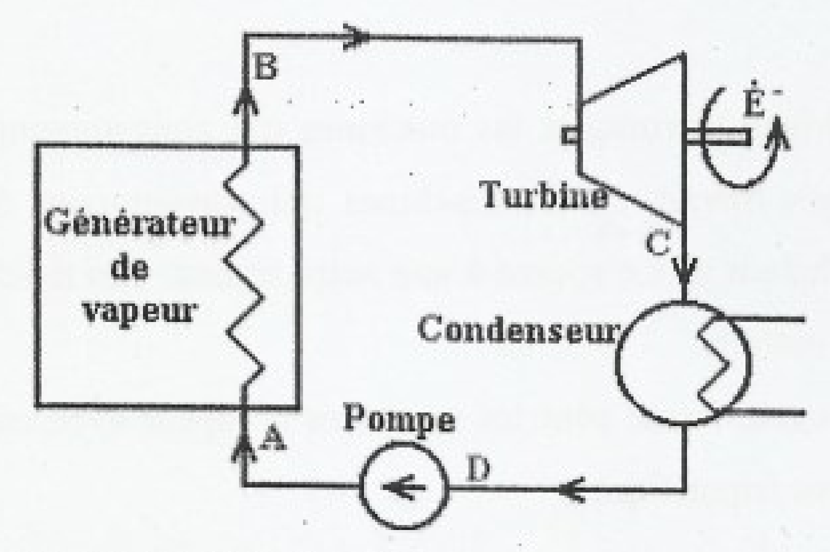
b) Cycles des machines thermiques

Dans les machines motrices, le fluide moteur doit nécessairement subir une détente, la détente est le seul processus capable de produire de l'énergie-travail. Pour que la machine produise continuellement du travail, le fluide doit subir une répétition successive de détentes. Cette répétition peut se réaliser de deux façons :

- ✓ le fluide moteur est expulsé de la machine dès qu'il a terminé sa phase de détente ; il est remplacé ensuite par une quantité égale d'un nouveau fluide dans le même état initial qui subit une nouvelle détente, et ainsi de suite ; c'est le cas des machines à cycle ouvert ;

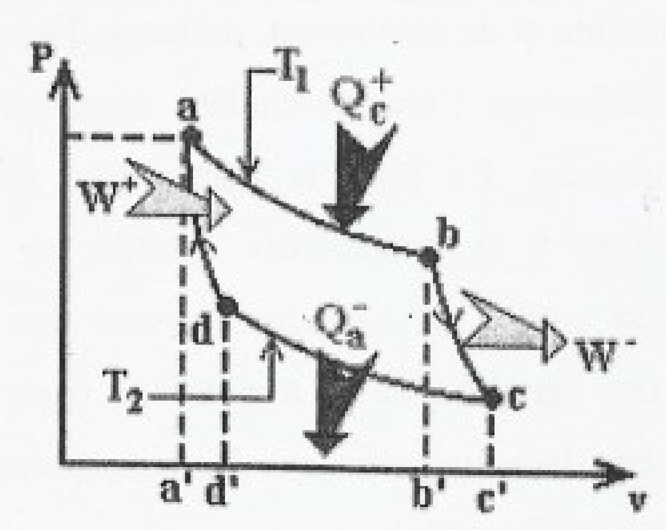


- ✓ le fluide moteur revient, quand il a terminé sa phase de détente, à son état initial et recommence l'évolution ; ainsi la quantité de fluide qui circule dans la machine est toujours la même ; c'est le cas des machines à cycle fermé ; l'utilisation d'un compresseur (organe extérieur) est nécessaire pour ramener le fluide à son état initial, et la compression doit absorber moins de travail que la détente n'en produit, sinon la machine n'a aucun intérêt.



c) Cycle de Carnot des machines thermiques

Le cycle idéal et le plus simple dans le cas des gaz parfaits est celui imaginé par Carnot, il est constitué de deux isothermes et deux isentropes :



Le gaz initialement en a, subit une détente isotherme produisant un travail massique w équivalent à l'aire abb'a'a et reçoit l'énergie-chaleur massique q_c d'une source à température constante T_1.

En effet : $\Delta u_{ab} = 0$, et $-w_{ab} = q_c = \int_a^b P dv = rT_1 \ln\frac{v_b}{v_a}$.

De b à c le gaz continue sa détente et fournit un travail w équivalent à l'aire bcc'b'b prélevé uniquement sur son énergie interne :

$$\Delta u_{bc} = q_{bc} + w_{bc} = w_{bc}, \quad \text{soit} \quad -w_{bc} = -\Delta u_{bc}.$$

Le fluide est comprimé ensuite de façon isotherme de c à d en absorbant l'énergie-travail :

$$\Delta u_{cd} = 0, \text{ et } w_{cd} = -q_a = rT_2 \ln\frac{v_c}{v_d}.$$

Enfin le gaz est ramené à son état initial a par une compression adiabate réversible et absorbe l'énergie-travail $w_{da} = \Delta u_{da}$.

Pour réaliser une évolution suivant le cycle de Carnot, il faut disposer de :

a- une source chaude à température constante T_1 qui fournit au fluide l'énergie-chaleur q_c ;

b- une source froide à température T_2 qui extrait au fluide l'énergie-chaleur q_a ;

c- un fluide moteur qui convertit en travail l'énergie-chaleur $q_c + q_a$.

2°) <u>Cycle de fonctionnement des moteurs à combustion interne</u> :

a- <u>Introduction</u> :

Théoriquement, chaque cycle devrait pouvoir fonctionner soit en système ouvert soit en système fermé. Les cycles en système ouvert sont plus facilement réalisables que les cycles en système fermé. En effet dans un cycle en système fermé l'énergie-chaleur est fournie au système de l'extérieur et le température maximale de chauffage ne peut pas dépasser environ 800 °C (température maximale à laquelle on peut soumettre les métaux qui constituent les parties amovibles de la machine). Cette difficulté est enlevée en utilisant les cycles à combustion interne : au lieu de fournir l'énergie-chaleur de l'extérieur, c'est le fluide lui

même (mélange de combustible et de comburant, mélange d'air et d'essence par exemple) qui produit par une réaction chimique l'énergie-chaleur nécessaire à l'accomplissement de la détente (le seul temps moteur). En plus, la combustion interne permet d'atteindre des températures très supérieures à la température limitée par la résistance thermique des matériaux métalliques. Les parois du cylindre peuvent être quant à elles refroidies de l'extérieur de sorte que leur température se maintienne dans des limites raisonnables, par contre, le fluide à l'intérieur du cylindre atteint des températures très élevées (jusqu'à 2500 °C) permettant d'augmenter l'efficacité du moteur.
Le cycle d'un moteur à combustion interne n'est pas un cycle en système fermé car on introduit de la matière au début du cycle et on la retire à la fin.

b- Avantages et applications :

Les véhicules automobiles sont, dans leur grande majorité, équipés de moteurs thermiques à «combustion interne» fonctionnant selon le cycle à «quatre temps», imaginé par Beau de Rochas en 1862. Vers 1870, l'Allemand Nikolaus August Otto développa son application aux moteurs thermiques. La locomotive était née, un siècle plus tôt, de la machine à vapeur de Watt.

La découverte du moteur à combustion interne est à l'origine de l'automobile moderne. Le pneumatique, apparu peu avant 1900, a joué un rôle essentiel dans le développement de l'automobile en rendant possible l'accroissement de la vitesse.

La généralisation de l'utilisation du moteur thermique est liée aux facilités de stockage et d'emploi des carburants : il est tout à fait aisé d'embarquer les 50 litres de gazole, soit une masse totale carburant + réservoir d'environ 60 kg, qui permettent aux quatre occupants d'un véhicule de tourisme d'aller de Rabat à Agadir à la vitesse moyenne de 90 km/h.

En revanche, le moteur électrique, qui présente de nombreux avantages sur le moteur thermique (meilleur rendement, silence, absence de pollution), n'a jamais été utilisé à grande échelle par l'industrie automobile, faute de parvenir à stocker, au moindre coût et au moindre poids, une quantité suffisante d'électricité.

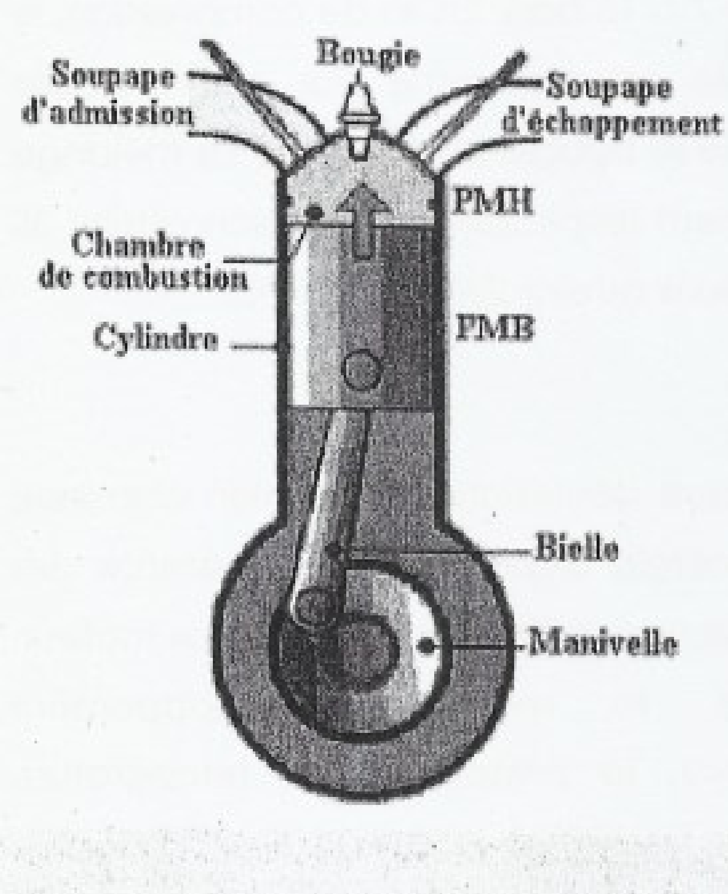
c- Le moteur thermique à quatre temps :

Le moteur thermique à quatre temps se compose essentiellement d'un carter comportant un certain nombre de cylindres, généralement deux à douze. Dans chaque cylindre peut coulisser un piston qui oscille entre deux positions extrêmes appelées point mort haut PMH et point mort bas PMB ; une bielle, articulée à l'une de ses extrémités au piston et à l'autre à un arbre coudé appelé vilebrequin, permet de transformer le mouvement rectiligne alternatif du piston en un mouvement de rotation. La chambre de combustion, délimitée par le

piston et le cylindre, est fermée dans sa partie supérieure par la culasse. Cette pièce est équipée de soupapes dont le mouvement alternatif, synchronisé à la rotation du vilebrequin, gère la circulation des gaz au travers du moteur dans la chambre de combustion. Le moteur est souvent caractérisé par sa cylindrée, exprimée en litres ou en centimètres cubes. Celle-ci est égale au volume balayé par le piston, multipliée par le nombre de cylindres.

On appelle «cycle» l'ensemble des opérations qui se répètent périodiquement. Un temps correspond à une course de piston dans le cylindre. Le cycle à quatre temps met en œuvre quatre courses de piston (deux aller et retour) et correspond donc à deux tours de l'arbre vilebrequin. Son déroulement diffère selon le type de carburant utilisé : essence ou supercarburant dans le moteur à allumage commandé, gazole dans le moteur Diesel.

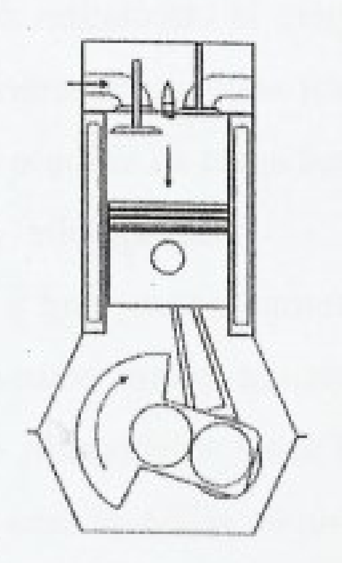
α) **Moteur à explosion (à allumage commandé) à 4 temps (moteur à essence)** :





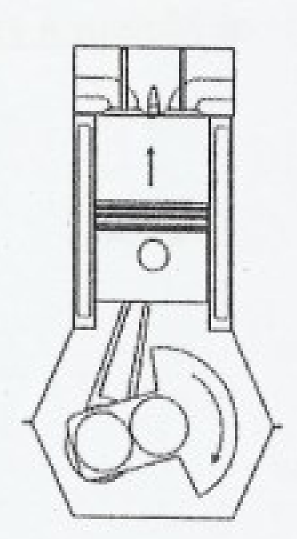
1er temps : Admission.

Le piston partant du PMH descend jusqu'au PMB, la soupape d'échappement est fermée. Une dépression de 0,7 à 0,9 bar accompagne cette opération. Le mélange gazeux, air et vapeur d'essence, est aspiré à l'intérieur du cylindre. Ce mélange est brassé avec les gaz brûlés qui sont restés dans le cylindre. En fin d'admission, la température du mélange est de 80 à 120 °C selon le type du moteur.



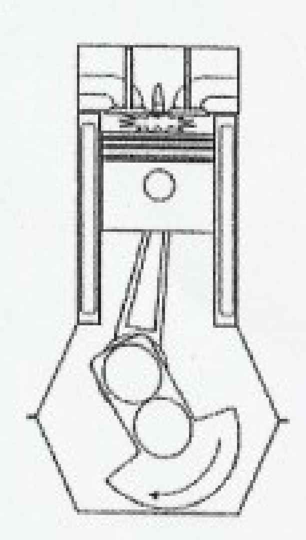
2ème temps : Compression.

Le piston remonte du PMB au PMH, les deux soupapes étant fermées. La pression et la température augmentent (T = 350 à 500 °C, P = 7 à 15 bar). En fin de compression, le mélange combustible est enflammé par une étincelle électrique qui jaillit de la bougie d'allumage. Le mélange se consume rapidement (explosion). La pression atteint 35 à 50 bar, la température atteint 2200 à 2500 °C.



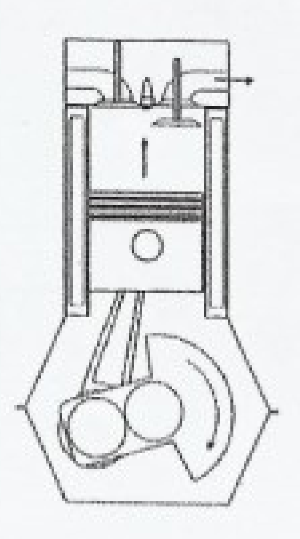
3ème temps : Détente.

Une étincelle électrique déclenche la réaction chimique de combustion ; l'énergie déployée par la détente des gaz repousse le piston vers le PMB ; c'est le temps moteur. Enfin de détente, la soupape d'échappement commence à s'ouvrir, la pression et la température chutent (P = 3 à 5 bar, T = 1000 à 1200 °C).



4ème temps : Echappement.

Le piston passe du PMB au PMH, la soupape d'échappement étant ouverte. L'échappement a lieu sous une pression supérieure à la pression P_a de l'atmosphère. En fin d'échappement la pression est de 1,1 à 1,2 bar et la température est de 700 à 800 °C.



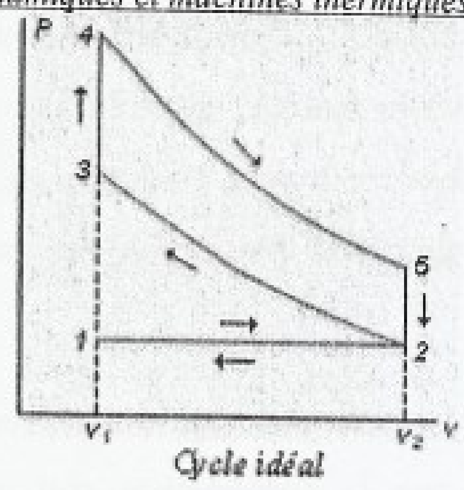
Les opérations se répètent ensuite dans l'ordre indiqué. La détente est le seul temps moteur, les trois autres sont des temps résistants. Pour lancer le moteur, son vilebrequin est entraîné à l'aide d'un moteur électrique (démarreur). Quand le moteur part, l'admission, la compression, et l'échappement se font grâce à l'énergie emmagasinée par un volant pendant le temps moteur.

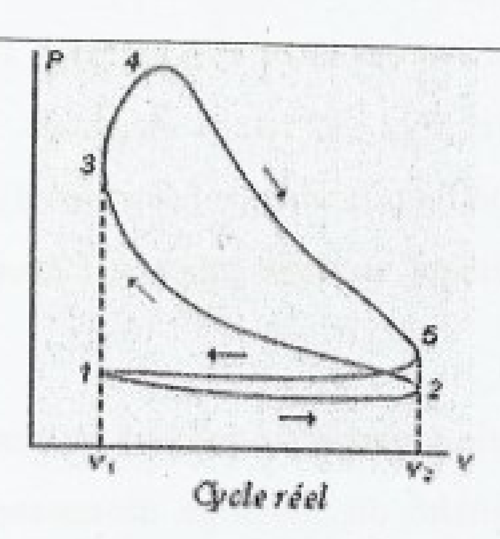
Le bon fonctionnement du moteur à allumage commandé est fondé sur la précision du dosage et l'homogénéité du mélange air-essence. Pour que la combustion soit complète, il faut adapter la quantité d'essence à la quantité d'air aspiré à tous régimes et aux différentes charges du moteur, mélanger intimement l'air et l'essence et répartir ce mélange également entre tous les cylindres.

Notons que le rendement théorique augmente avec le rapport volumétrique de compression (rapport entre les volumes du mélange gazeux au PMB et au PMH). On est donc conduit à augmenter le plus possible le rapport volumétrique de compression, sans néanmoins atteindre la pression de la masse gazeuse qui produit une combustion anormale.

Ce phénomène de combustion anormale, généralement appelé cliquetis, résulte d'une auto-inflammation de la partie de la charge non brûlée, c'est-à-dire placée en avant du front de flamme. Il s'ensuit une augmentation locale de pression qui déclenche une vibration intense de la masse gazeuse. En plus du bruit métallique désagréable qu'il génère, le cliquetis, lorsqu'il se produit à haut régime, entraîne généralement la destruction des parois de la chambre de combustion. Il est donc important de détecter, au plutôt, la naissance du phénomène afin d'agir sur les paramètres (principalement ceux qui fixent l'instant d'allumage de la charge dans le cycle) capables de le faire disparaître. Une technique de détection fiable et de mise en œuvre aisée consiste à implanter un accéléromètre sur la culasse ou le bloc moteur et à filtrer le signal en sélectionnant la fréquence (de 5 000 à 8 000 Hz) correspondant effectivement au cliquetis.

Cette limite impose aux moteurs modernes un taux de compression maximal de l'ordre de 9, qui conduit à un rendement thermodynamique de 0,50 et à un rendement pratique de l'ordre de 0,25 à 0,28 seulement.





1 - 2 : aspiration ; 2 - 3 : compression ; 3 - 4 : explosion ; 4 - 5 : détente avec production de travail ; 5 - 2 : baisse de pression au point mort ; 2 - 1 : échappement.

β) **Moteur Diesel à 4 temps :**

Le déroulement du cycle à quatre temps du moteur Diesel diffère quelque peu de celui du moteur à allumage commandé. C'est de l'air – et non un mélange carburé – qui est introduit dans le cylindre lors de la phase admission. Le rapport volumétrique de compression étant de l'ordre de 22 à 23, la pression de l'air dans le cylindre, en fin de compression, atteint 35 bar. Le gazole est alors injecté sous forme de fines gouttelettes, soit directement dans la chambre de combustion (injection directe), soit dans une préchambre turbulente destinée à favoriser sa combustion au contact de l'air chaud (injection indirecte). Les temps de détente et d'échappement sont les mêmes que ceux du cycle à allumage commandé. Le dosage de la quantité de gazole et sa pulvérisation dans la chambre de combustion sont assurés par une pompe distributrice haute pression et des injecteurs. Alors qu'en théorie la masse d'air nécessaire à la combustion de 1 g de gazole est égale à 15,84 g (mélange dit stœchiométrique), le dosage appliqué au moteur Diesel est de 25 g d'air pour 1 g de gazole. Ce dosage « excès d'air » est nécessaire pour obtenir un meilleur brassage et donc une combustion complète. S'il conduit à la diminution de la puissance spécifique, il réduit en revanche considérablement, par rapport au moteur à essence, les émissions de gaz polluants à l'échappement (imbrûlés).

1er temps : Admission

De l'air pur est admis par suite de la dépression crée dans le cylindre. La pression est de 0,85 à 0,95 bar, la température est de 40 à 60 °C.

2ème temps : Compression

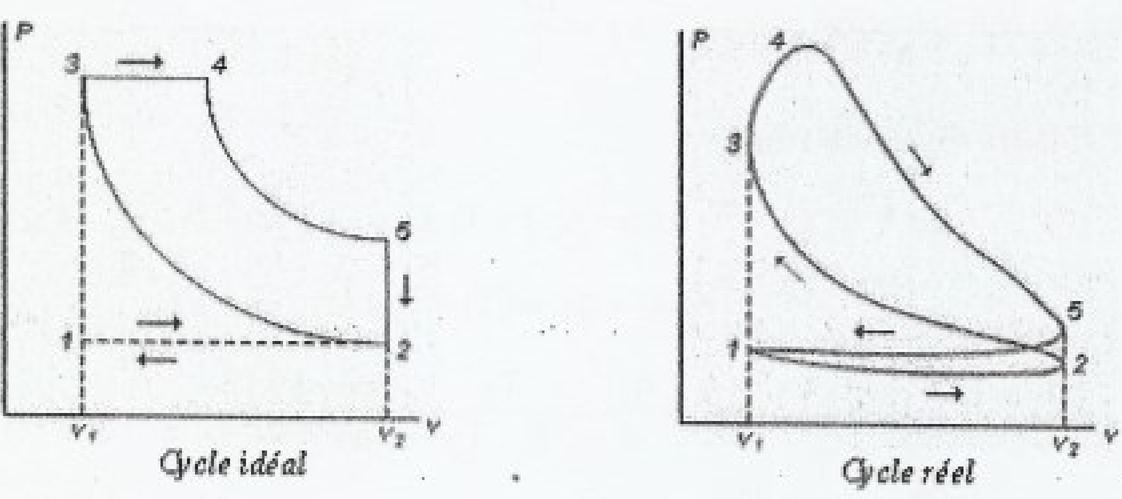
Le piston remonte du PMB au PMH, les deux soupapes étant fermées (P = 30 à 35 bar et T = 600 à 700 °C). En fin de compression, quand le piston s'approche du PMH, le combustible refoulé par une pompe d'injection haute pression est introduit dans le cylindre par un injecteur (autant d'injecteurs que de cylindres).

3ème temps : Combustion – Détente.

Le combustible injecté s'enflamme spontanément vu la pression et la température élevées (auto-inflammation). Avec l'apparition des flammes commence la combustion caractérisée par une élévation rapide de la pression et de la température. Lorsque le piston passe du PMH au PMB, la combustion se déroule à pression constante pendant un certain temps. La pression maximale est de 60 bar, la température maximale est de 1700 à 1800 °C. En fin de détente, la pression et la température diminuent, P = 3 à 4 bar et T = 600 à 650 °C.

4ème temps : Echappement.

Il se fait de la même manière que dans le moteur à explosion. En fin d'échappement, P = 1.1 à 1.2 bar, et le cycle recommence.



1 - 2 : admissio ; 2 - 3 : compression ; 3 - 4 : combustion à P = cte ; 4 - 5 : détente, étape motrice ; 5 - 2 : chute de pression au point mort ; 2 - 1 : échappement.

Remarque :

Dans le moteur Diesel, l'injection du combustible commence avant la fin de la compression et finit après commencement de la détente.

Dans le moteur à explosion, l'étincelle jaillit de la bougie d'allumage avant la fin de la compression.

3°) Cycle de fonctionnement des machines frigorifiques

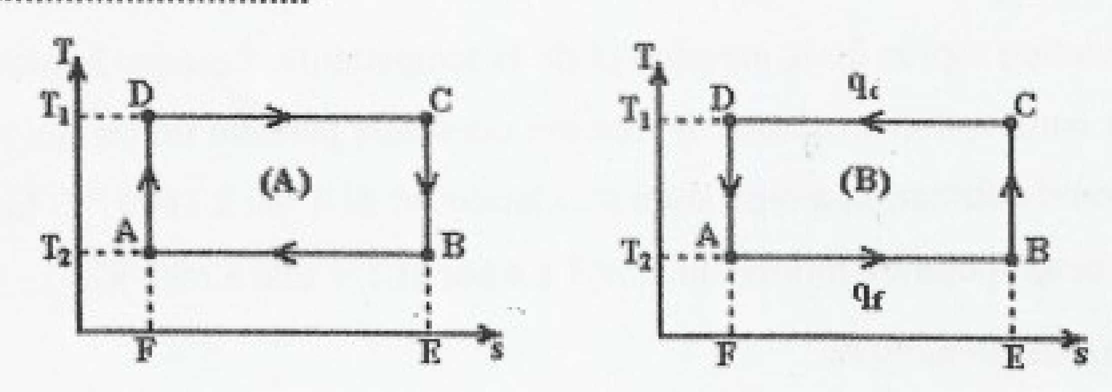
a- Installation frigorifique en circuit fermé :

L'agent réfrigérant (fluide frigorigène) est utilisé en circuit fermé : son rôle est de prélever l'énergie-chaleur au milieu à refroidir et la restituer à l'atmosphère par une circulation continue.

Selon la façon dont s'effectue la circulation du fluide, on distingue :

- les installations à compression (compresseurs) ;
- les installations à adsorption (sans organes mécaniques).

b – Cycle de Carnot inversé :



(A) Cycle moteur (Cycle de Carnot),
(B) Cycle générateur (Cycle de Carnot inversé)

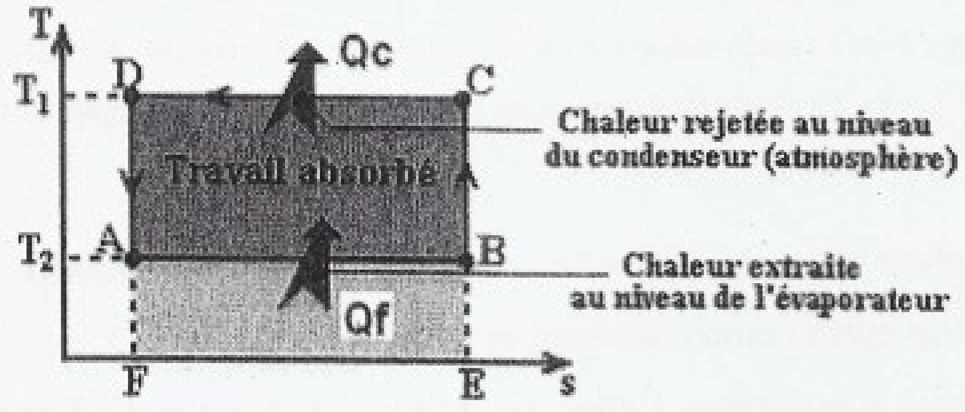
L'efficacité de réfrigération s'écrit : $\varepsilon_f = \frac{q_f}{e}$

$$q_f = q_{AB} = T_2.(s_B - s_A)$$

$$q_c = q_{CD} = T_1.(s_D - s_C) = T_1.(s_A - s_B) = -T_1.(s_B - s_A)$$

$$e = -q_c - q_f = (T_1 - T_2).(s_B - s_A)$$

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{e} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{\text{aire ABEF}}{\text{aire ABCD}}$$



Pour un cycle de Carnot, ε_f possède la valeur la plus élevée, c'est à dire qu'aucune machine frigorifique fonctionnant entre les sources de températures T_1 et T_2 ne pourra atteindre une efficacité $\varepsilon > \varepsilon_f$.

Remarque importante :

Pour le cycle moteur (sens de parcours du cycle ≡ sens des aiguilles d'une montre) :

$\varepsilon_m = \frac{-e}{q_c} = \frac{\text{aire ADCB}}{\text{aire DCEF}}$ est toujours inférieur à 1.

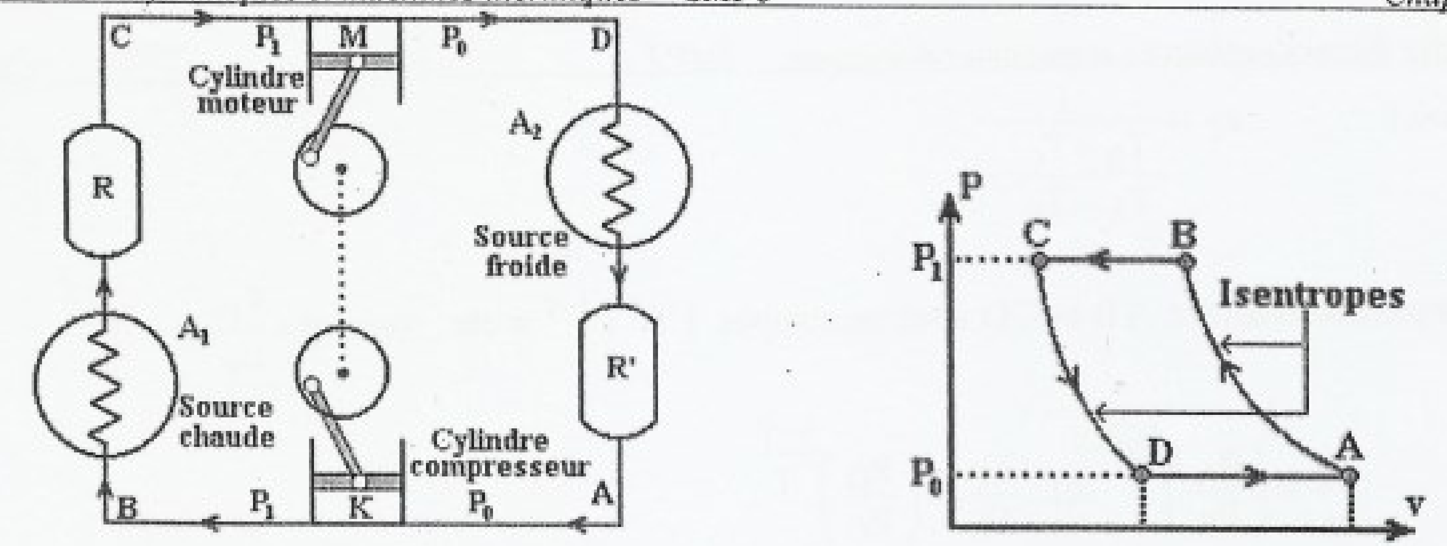
Pour le cycle de frigopompe :

$\varepsilon_f = \frac{q_f}{e} = \frac{\text{aire ABEF}}{\text{aire ABCD}}$ peut être supérieur à 1 si l'aire ABEF est supérieure à l'aire ABCD, c'est à dire si T_2 s'approche de T_1.

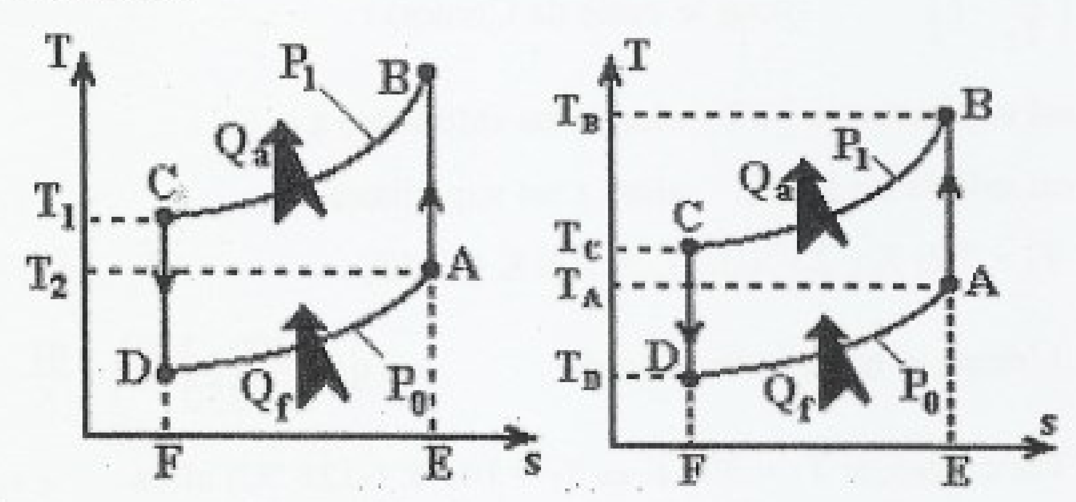
c - Cycles frigorifiques réels :

α) Le cycle gazeux :

Le cycle de toutes les machines frigorifiques dérive de celui de Carnot inversé.



Considérons le type de machine le plus simple fonctionnant au gaz seul (air par exemple). L'évolution isotherme étant pratiquement irréalisable, est remplacée par une isobare (cycle de Joule, voir figure). L'air pris en A à pression P_0 et température T_2 est comprimé de manière isentropique jusqu'à P_1, et refoulé dans un réservoir R. Au cours de cette compression, l'air s'échauffe. Entre B et C l'air traverse l'échangeur A_1 et se refroidit jusqu'à T_1 à pression constante $P = P_1$. L'air est renvoyé ensuite dans le cylindre de détente où il produit du travail et se détend jusqu'à $P = P_0$ (point D). En traversant l'échangeur A_2, l'air se réchauffe à pression constante $P = P_0$ jusqu'à la température $T = T_2$ (point A). Le rôle des réservoirs R et R' est de maintenir aussi constante que possible les pressions P_1 et P_0 pendant la durée des phases isobares BC et DA.



Au cours de sa compression AB, l'air absorbe un travail e_{AB}. Au cours de sa détente CD dans le cylindre moteur, il fournit le travail e_{CD} de sorte que le travail total absorbé au cours du cycle est : $e = e_{AB} - e_{CD}$. (e_{CD} étant inférieur à e_{AB}).

Le bilan énergétique s'écrit :

$e + q_c + q_f = 0$ ou $e = -q_c - q_f =$ aire du cycle ABCD

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{e} = \frac{q_f}{-q_c - q_f}$$

Si l'on admet que le gaz est parfait on a :

$q_c = c_p.(T_C - T_B)$ $(P = P_1 = \text{cte entre B et C})$;

$q_f = c_p.(T_A - T_D)$ $(P = P_0 = \text{cte entre D et A})$

D'où : $\varepsilon_f = \dfrac{1}{\dfrac{T_B - T_C}{T_A - T_D} - 1}$

Les transformations AB et CD sont isentropes ($T^{\gamma}.P^{1-\gamma} = \text{cte}$, avec $\gamma = \dfrac{c_p}{c_v}$) :

$$\Rightarrow \quad \frac{T_B}{T_A} = \left(\frac{P_A}{P_B}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \text{ et } \frac{T_C}{T_D} = \left(\frac{P_D}{P_C}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

Ce qui entraîne : $\dfrac{T_B}{T_A} = \dfrac{T_C}{T_D} = \dfrac{T_B - T_C}{T_A - T_D}$

D'où : $\varepsilon_f = \dfrac{T_A}{T_B - T_A}$.

L'efficacité du cycle de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes $T_2 = T_A$ et $T_1 = T_C$ est : $\varepsilon_f = \dfrac{T_2}{T_1 - T_2}$.

Ceci montre que ε_f (Carnot) est supérieure à ε_f (Joule).

Remarque :

$e = q_f\left(\dfrac{T_1}{T_2} - 1\right)$ (pour le cycle de Carnot) :

- si T_2 est supérieure à $T_1/2$ alors e est inférieure à q_f ;
- si T_2 est inférieure à $T_1/2$ alors e est supérieure à q_f.

Exemple : $T_2 = 250$ K (-23 °C), $T_1 = 300$ K (27 °C) :

L'énergie-travail absorbée est : $e = q_f\left(\dfrac{300 - 250}{250}\right) = \dfrac{q_f}{5}$.

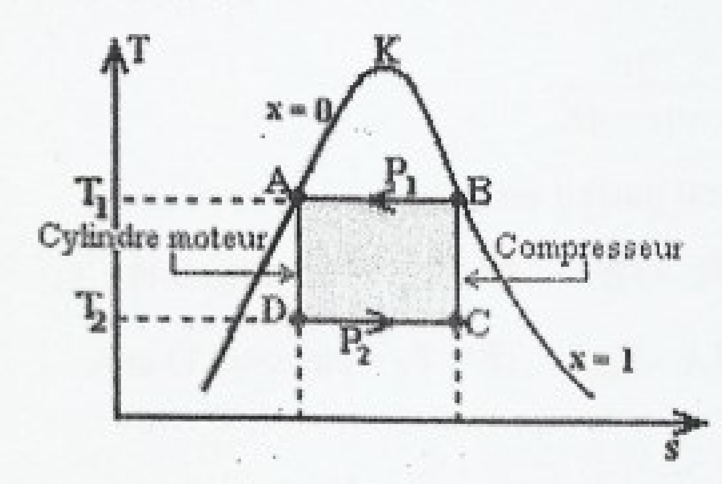
Par contre, si $T_1 = 300$ K et $T_2 = 145$ K (-128 °C) alors : $e = 1{,}07\, q_f$.

(Les très basses températures sont donc très coûteuses).

β) Le cycle à condensation :

- *Fonctionnement en régime humide :*

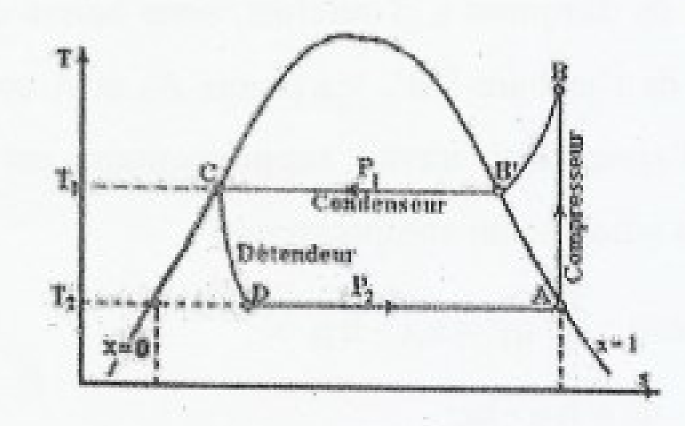
Considérons le cycle idéal de Carnot :

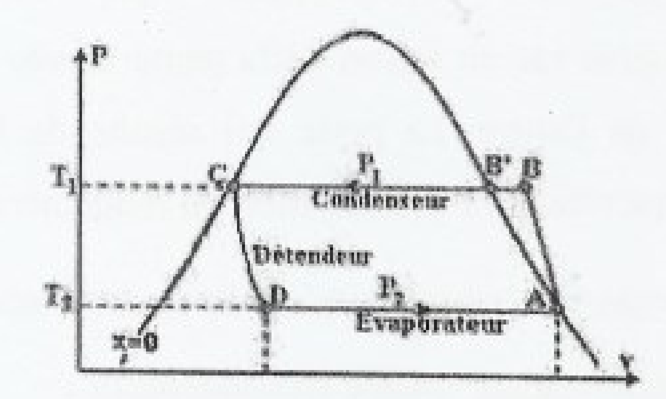


Afin de supprimer l'inconvénient résultant de la présence des gouttelettes liquides dans le compresseur on effectue la compression sur de la vapeur sèche, les pertes thermiques se trouvent notablement réduites, l'efficacité est améliorée et le compresseur fonctionne en régime sec. On remplace la détente adiabate dans le cylindre moteur par un simple laminage dans un robinet spécial.

- ***Fonctionnement en régime sec :***

Les machines frigorifiques actuelles fonctionnent suivant le processus :





AB : Compression isentrope de la vapeur sèche ;

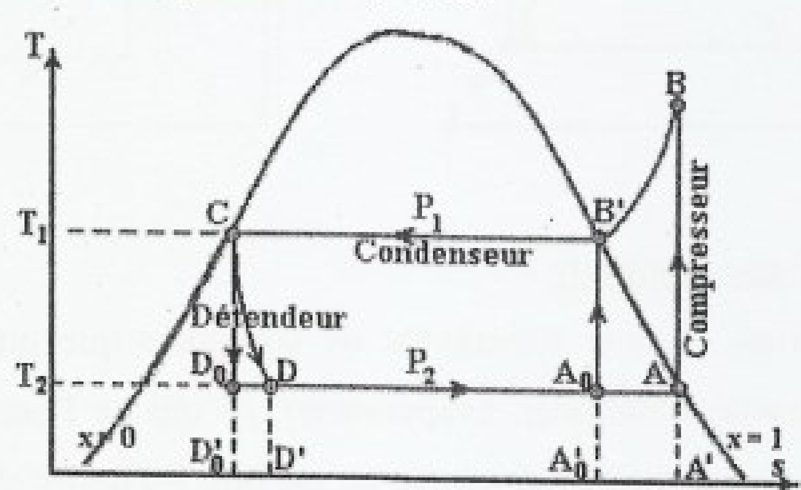
BB' : Désurchauffe de la vapeur ;

B'C : Changement d'état à pression et température constantes (condensation) ;

CD : Détente isenthalpe ;

DA : Changement d'état à pression et température constantes (vaporisation).

Comparons les performances du cycle effectif ABB'CD et du cycle de Carnot $A_0B'CD_0$ fonctionnant entre les mêmes températures T_1 et T_2.



Le cycle de Carnot : $\varepsilon_c = \dfrac{\text{aire } A_0A'_0D'_0D_0A_0}{\text{aire } A_0B'_0CD_0A_0}$

Le cycle réel effectif : $\varepsilon_R = \dfrac{\text{aire } AA'D'DA}{\text{aire } ABB'CDA}$

Effet du remplacement de la détente isentrope par un laminage isenthalpe :

Le laminage CD ne produit pas de travail alors que la détente isentrope CD_0 produit un travail récupérable $H_C - H_{D0} = H_D - H_{D0}$. Cette perte de travail récupérable qui équivaut à augmenter le travail dépensé est en réalité très faible car l'isenthalpe CD possède une pente très forte.

L'effet frigorifique perdu est représenté par l'aire $DD'D'_oD_oD$. Cette perte est égale à :

$$T_2(s_D - s_{D0}) = T_2(s_D - s_C) = H_D - H_{D0}.$$

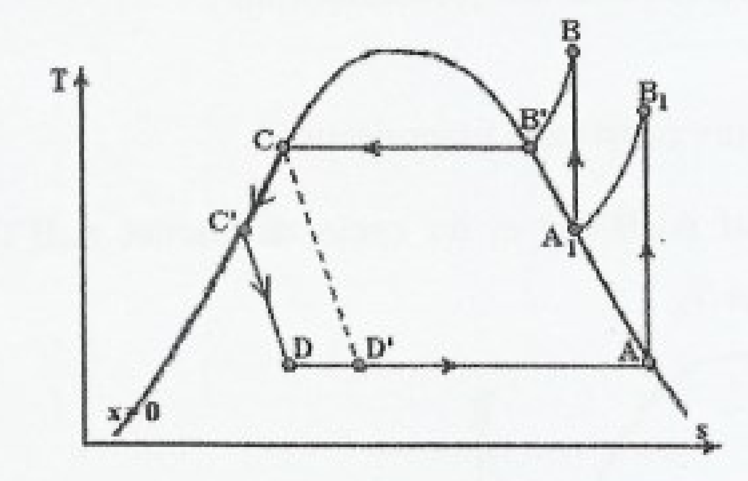
Effet de la compression en vapeur surchauffée : Cette compression a pour effet d'augmenter le travail dépensé et par suite de diminuer ε. Toutefois, cette baisse d'efficacité est faible car en raison de la pente élevée de l'isobare BB', les points A_0 et A sont proches l'un de l'autre. La perte qui résulte de l'ajout d'un travail supplémentaire est largement compensée par l'amélioration du rendement adiabate du compresseur.

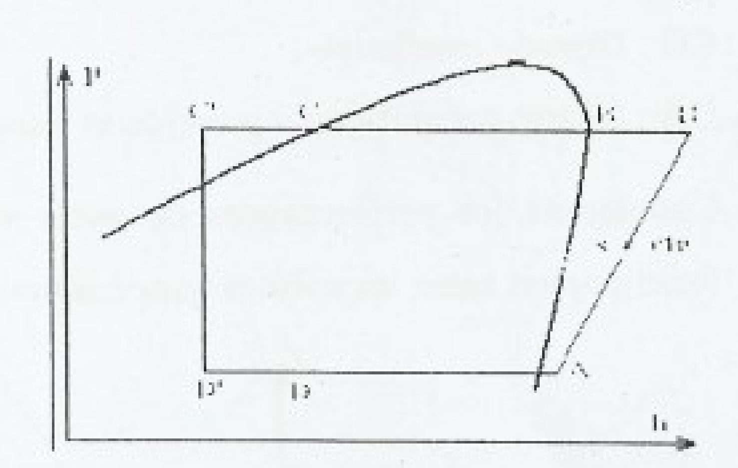
Energie-travail extraite de la source froide : $q_f = h_A - h_D$;

Energie-chaleur rejetée au condenseur : $q_c = h_B - h_C$.

Et avec : $e = -q_c - q_f = h_B - h_A$

L'efficacité s'écrit : $\varepsilon = \dfrac{h_A - h_D}{h_B - h_A}$.





4°) Machine frigorifique complète :

La machine frigo étudiée auparavant ne comporte que quatre éléments principaux (compresseur, condenseur, détendeur, évaporateur), ce qui ne l'empêche pas de fonctionner tout à fait correctement. La meilleure preuve en est que les petits climatiseurs de fenêtre que l'on utilise pour rafraîchir l'air d'un local en été ne comportent guère plus d'éléments et assurent cependant tout à fait leurs fonctions. Mais dans le cas de machines frigo commerciales et industrielles qui doivent fonctionner dans des conditions beaucoup plus contraignantes, on doit prévoir de nombreux appareils et accessoires complémentaires.

Nous décrivons une petite installation frigorifique classique commerciale comportant deux évaporateurs : l'un desserve une chambre de congélation à – 20 °C et l'autre une chambre froide à +5 °C. Les éléments de base sont :

- l'évaporateur A de la chambre de congélation ;
- l'évaporateur B de la chambre froide ;
- le compresseur C ;
- le condenseur D ;
- les détendeurs thermostatiques D_{TA} et D_{TB} ;
- l'installation comporte en plus ici un réservoir de liquide E.

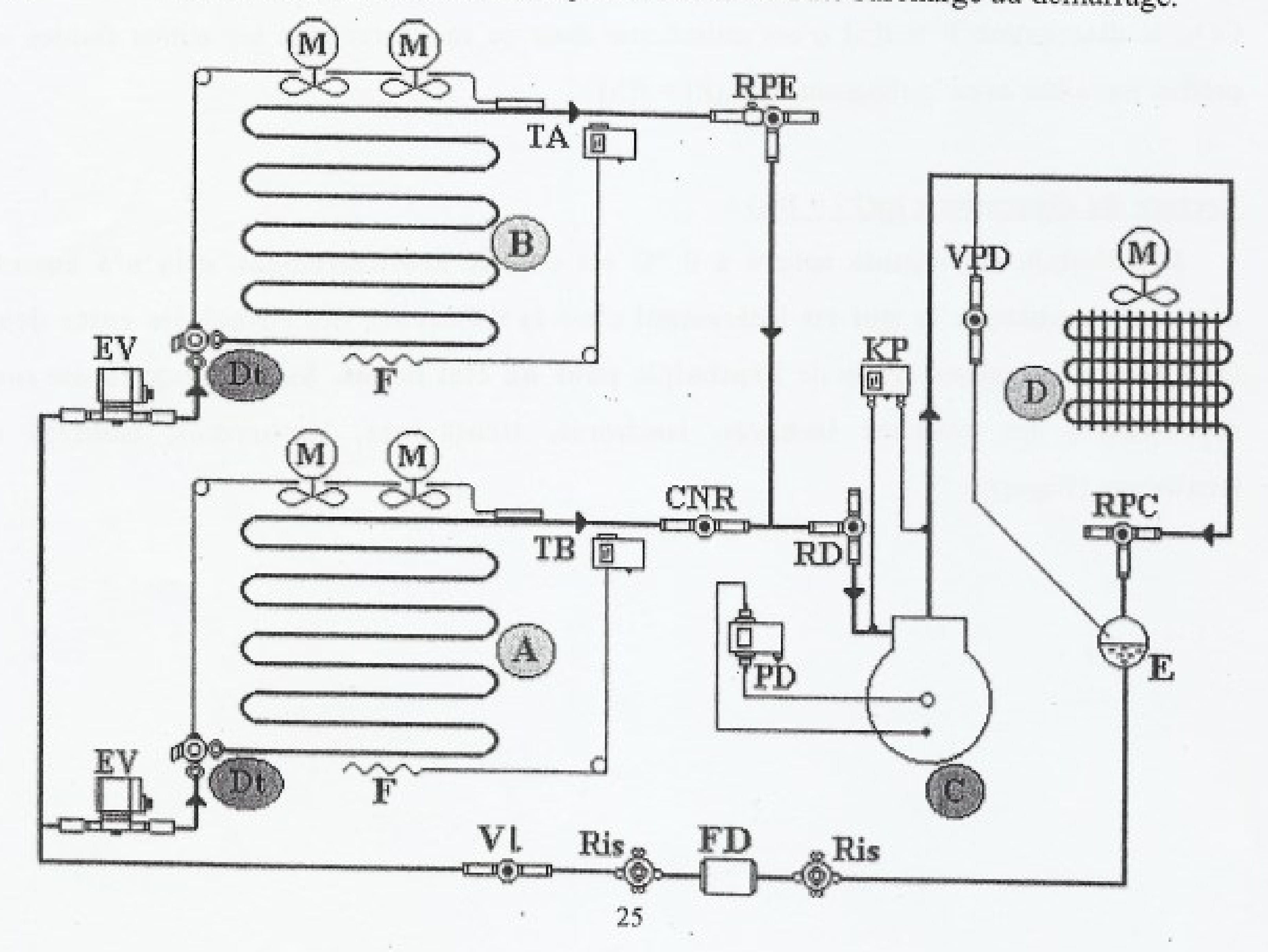
A la sortie du réservoir de liquide, le fluide frigorigène traverse un filtre déshydrateur FD ainsi q'un voyant de liquide VL. Un robinet d'isolement Ris manuel placé de chaque coté du filtre permet son remplacement.

Une électrovanne EV commandée par un thermostat en amont de chaque détendeur.

Le thermostat a pour rôle d'ouvrir ou de fermer l'électrovanne en fonction de la température détectée par le capteur F.

Un clapet de non retour CNR est placé sur la conduite d'aspiration venant de l'évaporateur le plus froid. Ce clapet permet d'éviter que du fluide frigorigène ne refoule dans cet évaporateur pendant les périodes d'arrêt du compresseur.

Un régulateur de pression d'évaporation RPE est monté sur la conduite d'aspiration venant de l'évaporateur B. Le rôle de ce régulateur est de maintenir une pression d'évaporation constante correspondant à une température située 8 à 10 K en dessous de la température requise pour la chambre froide. En amont du compresseur, un régulateur de démarrage RD qui assure la protection du moteur du compresseur contre toute surcharge au démarrage.



Le pressostat différentiel PD arrête le compresseur si la pression d'huile n'est pas suffisante. Le pressostat KP est une régulation combinée haute pression/basse pression qui protège l'installation contre une pression d'aspiration trop basse et une pression de refoulement trop haute au compresseur. Enfin comme la pression dans la conduite de liquide doit être suffisante dans toutes les conditions de fonctionnement pour que le fluide frigorigène parvienne bien au détendeur, on prévoit un régulateur de pression de condensation RPC et une vanne à pression différentielle VPD.

5°) Diagramme ln(P) = f(h) :

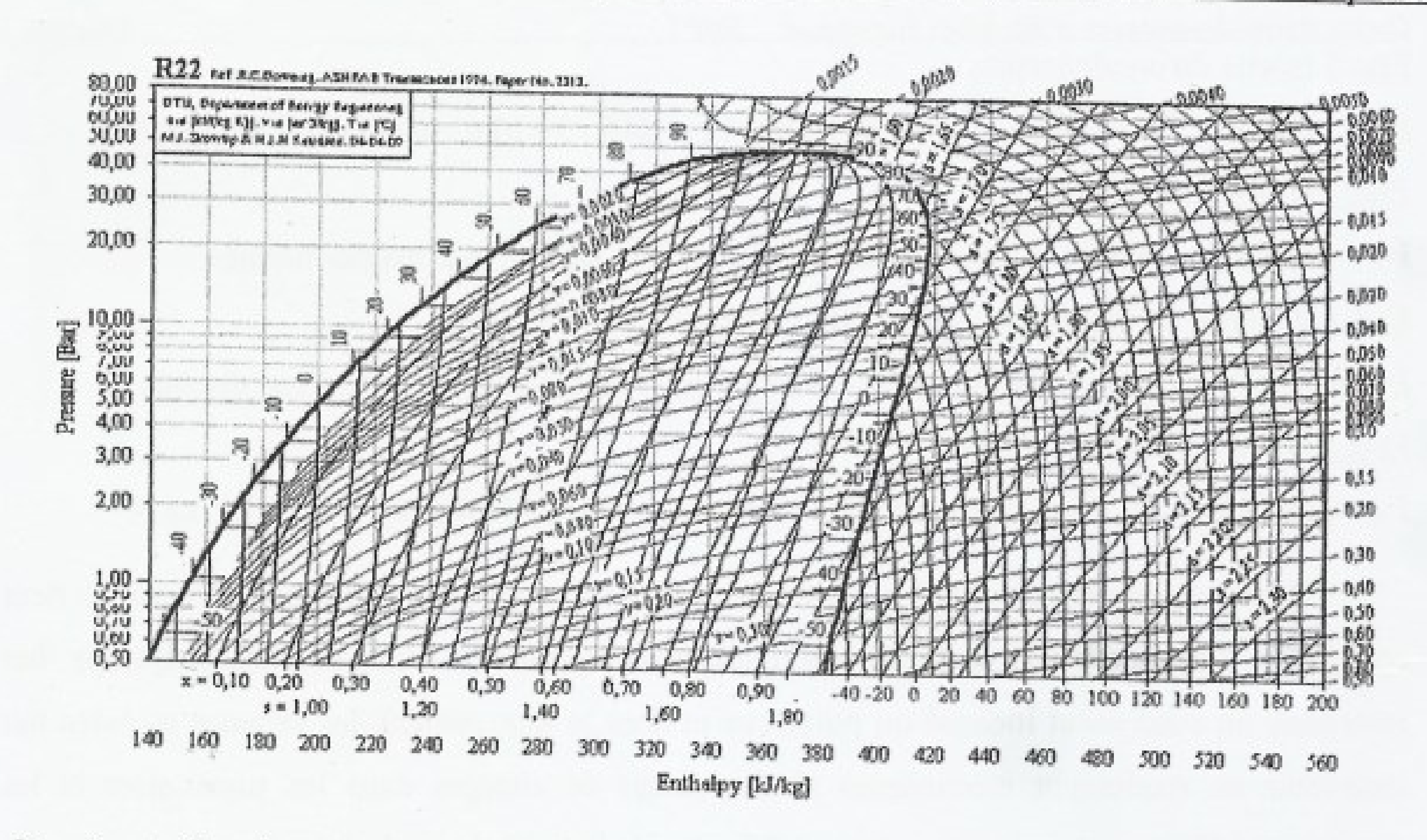
Généralités :

Les diagrammes P-v et T-s permettent de déterminer graphiquement un travail et une quantité de chaleur et ce à partir de la mesure d'une surface. Cependant, bien qu'intéressant, chacun de ces diagrammes présente un double inconvénient : D'une part, il ne donne la valeur que du travail ou que de la chaleur mise en jeu et d'autre part, la valeur de ce travail ou de cette quantité de chaleur nécessite une mesure de surface. C'est pourquoi les frigoristes préfèrent utiliser le diagramme enthalpique qui donne directement le travail et la chaleur mise en jeu.

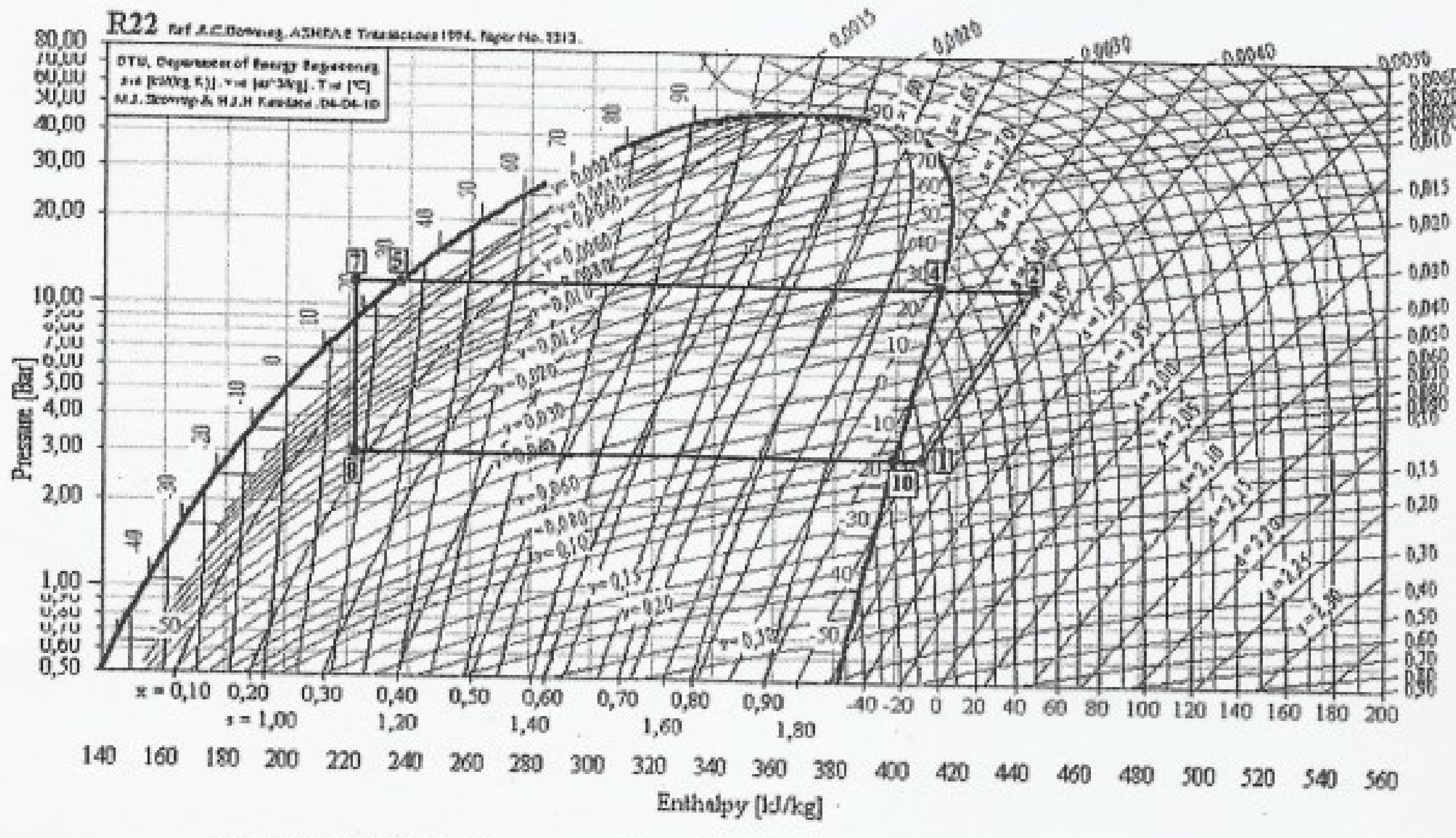
On distingue le diagramme P = f(h) et le diagramme ln(P) = f(h). Les deux diagrammes présentent les mêmes caractéristiques, le premier est plus précis au voisinage du point critique que le second et comme le seul fluide frigorigène utilisé au voisinage du point critique est le CO_2, le diagramme P = f(h) n'est utilisé que dans ce cas. Pour tous les autres fluides on préfère travailler avec le diagramme ln(P) = f(h).

Lecture du diagramme ln(P) = f(h) :

L'enthalpie du liquide saturé à 0 °C est choisie arbitrairement, cela n'a aucune importance puisque ce qui est intéressant c'est la différence des enthalpies entre deux états et non la valeur réelle de l'enthalpie pour un état donné. Sur ce diagramme sont représentées les courbes isobares, isochores, isenthalpes, isothermes, isotitres et isentropes (Figure).



Représentation du cycle réel d'une MF monoétagée à compression de vapeur dans la diagramme ln(P) = f(h).



Cycle théorique d'une machine frigorifique à compression de vapeur.

Etat 1 (entrée du compresseur) :

$P_1 = 2{,}957$ bar, $T_1 = 0$ °C, $v_1 = 83{,}43$ l/kg, $h_1 = 409{,}6$ kJ/kg, $s_1 = 1{,}81$ kJ /kg.K

Etat 2 (sortie du compresseur):

$P_2 = 11{,}92$ bar, $T_2 = 68$ °C, $v_2 = 24{,}25$ l/kg, $h_2 = 446{,}56$ kJ/kg, $s_2 = 1{,}81$ kJ /kg.K

Etat 4 (entrée de la zone de condensation):

$P_4 = 11{,}92$ bar, $T_4 = 30$ °C, $v_4 = 19{,}74$ l/kg, $h_4 = 414{,}62$ kJ/kg, $s_4 = 1{,}71$ kJ /kg.K

Etat 5 (sortie du condenseur):

P_5 = 11,92 bar, T_5 = 30 °C, v_5 = 0,851 l/kg, h_5 = 236,75 kJ/kg, s_5 = 1,12 kJ /kg.K

Etat 7 (entrée du détendeur):

P_7 = 11,92 bar, T_7 = 30 °C, v_7 = 0,824 l/kg, h_7 = 225 kJ/kg, s_7 n'est pas donnée

Etat 8/9 (sortie du détendeur – entrée de l'évaporateur):

$P_{8/9}$ = 2,957 bar, $T_{8/9}$ = -15 °C, $v_{8/9}$ = 16 l/kg, $h_{8/9}$ = 225 kJ/kg, $s_{8/9}$ n'est pas donnée

Etat 10 (état de vapeur saturée)

P_{10} = 2,957 bar, T_{10} = -15 °C, v_{10} = 77,63 l/kg, h_{10} = 399,51 kJ/kg, s_{10} = 1,77 kJ /kg.K

Le cycle représenté dans la figure ci-dessus n'est qu'un cycle théorique qui ne tient compte ni du fonctionnement réel du compresseur (dont la compression polytrope fait intervenir un rendement indiqué ou polytrope et dont le mouvement des organes mobiles fait intervenir un rendement mécanique) ni des pertes de charges dans les tuyauteries et les accessoires. Comment ces paramètres modifient – ils le tracé du cycle théorique ?